



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**SIMULACE DYNAMIKY JÍZDY  
NÁKLADNÍHO VOZIDLA**

SIMULATION OF COMMERCIAL VEHICLE DYNAMICS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Vojtěch Jobánek

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Jan Fojtášek

**BRNO 2018**

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Vojtěch Jobánek**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Jan Fojtášek**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Simulace dynamiky jízdy nákladního vozidla

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jedním z hlavních nástrojů používaných při vývoji vozidel jsou multibody simulace, které jsou využívány pro statické, kinematické i dynamické analýzy jednotlivých agregátů i komplexní analýzu jízdy celého vozidla. Na základě výsledků simulací je pak možno upravovat jednotlivé parametry podvozku a hledat vhodné nastavení. Vzhledem k množství požadovaných vstupů pro simulaci jízdy však musí uživatel znát podrobně sestavený model, mít alespoň základní představu o principu multibody metody a umět vyhodnotit simulovaný manévř pomocí vhodných kritérií.

#### Cíle bakalářské práce:

V prostředí multibody software ADAMS Car budou provedeny simulace jízdy sestaveného nákladního vozidla a výsledky vyhodnoceny na základě stanovených kritérií. Práce by měla být zaměřena především na:

Popis parametrů charakterizujících dynamiku jízdy.

Popis vybraných limitních jízdních stavů virtuálního prototypu.

Návrh vhodných úprav podvozku za účelem posunutí limitních jízdních stavů.

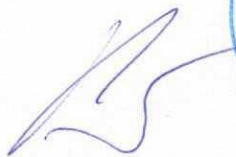
#### Seznam doporučené literatury:

LEEMING, David John a HARTLEY, Reg. Heavy Vehicle Technology. 2nd ed. Leckhampton: Stanley Thomas, 1989. ISBN 07-487-0275-X.

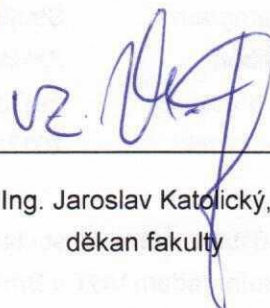
BERND, Simeon. Computational Flexible Multibody Dynamics: A Differential-Algebraic Approach [online]. 2013 [cit. 2013-07-30]. ISBN 978-3-642-35158-7. Dostupné z: <http://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-35158-7/page/1>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 31. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## ABSTRAKT

Pomocí nákladních automobilů je možné převážet náklad na velké vzdálenosti. Se zvyšující poptávkou po přepravě se výrobci nákladních aut zaměřují na efektivnost provozu. Práce se zabývá simulací jízdy. Jednotlivé možnosti provedení podvozků jsou popsány v rešerši, na jejímž základě jsou zvoleny počáteční hodnoty pro simulaci. Na modelu soupravy byly provedeny dynamické testy, které byly následně vyhodnoceny.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Nákladní vozidlo, návěs, Adams Car, simulace

## ABSTRACT

It is possible to transport shipments for long distances due to trucks. Truck producers focus on operations efficiency with increasing transport demand. The thesis deals with simulation of drive. Particular possibilities of chassis construction are described in the recherche, on its base initial. Values for the simulation are chosen. The dynamic tests, which were afterwards evaluated, were carried on the model of the set.

## KEYWORDS

Truck, trailer, Adams Car, simulation



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JOBÁNEK, V. *Simulace dynamiky jízdy nákladního automobilu*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 40 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Fojtášek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Fojtáška a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Vojtěch Jobánek



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat Ing. Janu Fojtáškoví za cenné rady a odborné vedení této práce a především za přívětivý přístup. Dále bych rád poděkoval rodině a kolegům za podporu při psaní této práce.



# OBSAH

Úvod .....	9
1. Nákladní automobil .....	10
1.1. Tahač návěsů.....	10
1.1.1. Pneumatiky .....	11
1.1.2. Tlumiče.....	11
1.1.3. Odpružení .....	13
1.1.4. Silentbloky.....	16
1.1.5. Uchycení kabiny .....	16
1.1.6. Hnací ústrojí .....	17
1.1.7. Zavěšení kol.....	18
1.2. Přípojná vozidla.....	20
1.2.1. Typy přípojných vozidel.....	20
1.2.2. Podvozek .....	21
2. Model vozidla.....	22
2.1. Pneumatiky .....	25
2.2. Tlumiče.....	26
2.3. Odpružení.....	29
2.4. Silentbloky.....	31
2.5. Hnací ústrojí .....	33
3. Simulace pohybu vozidla .....	34
3.1. Ustálená jízda.....	34
3.2. Akcelerace.....	35
3.3. Brzdění .....	37
Závěr.....	38
Použité informační zdroje.....	39
Použité zkratky .....	40





## Úvod

V současnosti jsou nákladní automobily nedílnou součástí každodenního života, díky nim je možné převážet velké množství nákladu na různá místa v relativně krátkém časovém intervalu. Málo kdo by si dokázal představit život bez nákladní dopravy, tj. nemít čerstvé pečivo, uzeniny nebo ovoce z exotických destinací. Současně s užitnými vlastnostmi však prakticky od počátku vývoje kladli konstruktéři pozornost také na bezpečnost při provozu vozidel. S možností použití elektroniky ve vozidle pak nastal velký zvrat ve vývoji, a to nejen z hlediska bezpečnosti, ale i v oblasti komfortu pro cestující.

V dnešní době se dostává do popředí zájmu nové kritérium, a to efektivní využití zdrojů. Díky studiu dynamiky vozidla je možné změnit tvar součástí tak, aby se například snížil odpor a tím klesla i spotřeba vozidla a opotřebení vozidla.

Proto cílem této bakalářské práce je zaměřit se na různé proměnné ovlivňující jízdu vozidla a při simulaci zjistit limitní stavy virtuálního prototypu nákladního automobilu v programu Adams a následně se pokusit zhodnotit a případně navrhnout změny na podvozku za účelem zlepšení užitných vlastností.

## 1. Nákladní automobil

Nákladní automobily mají užitečný prostor pro náklad o hmotnosti přesahující 1,5 tuny, zároveň celková hmotnost vozidla přesahuje 3,5 tuny. Karoserie se skládá z kabiny, která je určena pro posádku, a nástavbu, na které je přepravován náklad. Nejčastěji se používá nástavba skříňová, valníková, korba a plošina.

**Skříňová nástavba** je uzavřená a přístupná pouze dveřmi na zadní straně skříně.

**Valník** se skládá z plochy ohraničené bočnicemi na stranách a předním a zadním čelem. Do bočnic mohou být umístěny kotvící prvky na uchycení ochranné plachty nad náklad.

**Korba** se využívá pro přepravu sypkého materiálu, má obvykle tvar koryta a je sklopná pro jednoduché vyložení nákladu.

**Plošina** je ložná plocha bez ohraničení bočnicemi a čelem, součástí jsou pouze kotvící prvky.

### 1.1. Tahač návěsů

Tahač je motorové vozidlo určené k tažení přípojného vozidla, které nemá vlastní pohon. Základní rozdělení je podle výšky točny a počtu náprav.

Podle **výšky točny**, na kterou se zapojují návěsy, rozlišujeme tahače na klasický tahač a tahač se sníženou točnou tzv. low-deck. Low-deck je konstruován tak, aby točnice byla co nejnižší a tím vznikla větší ložná výška pro náklad než u standardního tahače.

**Počet náprav** je dalším důležitým parametrem. V Evropě se nejčastěji používají dvojnápravové tahače, například v Americe se užívají třínápravové. Specialitou jsou čtyřosé a pětiosé tahače, které slouží k přepravě nadměrných nákladů.



*Obr. 1 Tahač návěsů MAN TGX 18.500 [1]*



### 1.1.1. Pneumatiky

Pneumatiky pro nákladní automobil se dělí podle použití na hnané a hnací nápravě.

**Hnací náprava** slouží převážně k zatáčení, proto se na ní používají většinou pneumatiky rozměru např. 315/80 R 22,5.

**Na hnané nápravě** se často používají dvojmontážní kola. Jedná se o 2 kola namontovaná na jedné straně nápravy, tedy na osu se použijí 4 pneumatiky stejného typu. Tento typ upevnění kol se využívá z důvodů lepšího přenosu kroutícího momentu na vozovku a také kvůli ideálnímu rozložení váhy. [2]

### 1.1.2. Tlumiče

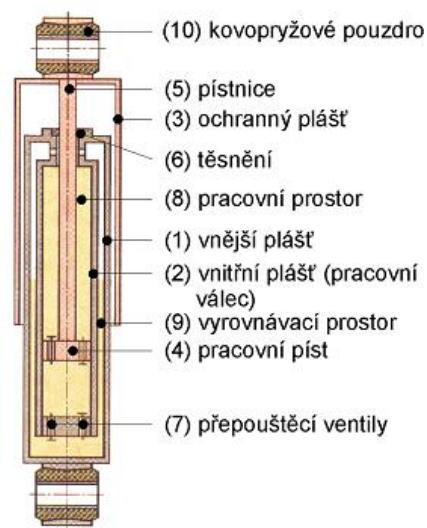
Úkolem tlumiče je tlumit vlastní kmity pružiny, které vznikají při průjezdu nerovnosti a tím zabránit nadměrnému vertikálnímu rozkmitání karoserie. Tlumič je umístěn mezi koly vozidla (nápravou) a karosérií. Každé kolo má svůj vlastní tlumič, u vozidel pohybující se v terénu se vyskytují zdvojené tlumiče. Prakticky výhradně se používají teleskopické dvojčinné kapalinové tlumiče, tzn. tlumič pracuje jak při pohybu nápravy k vozidlu, tak i při opačném směru. Jelikož by tlumič neměl výrazně ovlivňovat tuhost pružiny, tak by neměl být při prvním stlačení účinný. U většiny vozidel se tento problém řeší rozdílnou účinností při pohybu. Tlumič pracuje na principu kataraktu, tj. přetlačování kapaliny, nejčastěji oleje, z jednoho vnitřního prostoru tlumiče do druhého, přes otvor určitého průřezu. Na velikosti průřezu otvoru závisí průtok oleje a tím i velikost tlumení. [3]

#### Základní rozdělení tlumičů

- Kapalinové
- Plynokapalinové
- S regulovaným průtokem

### Kapalinové tlumiče

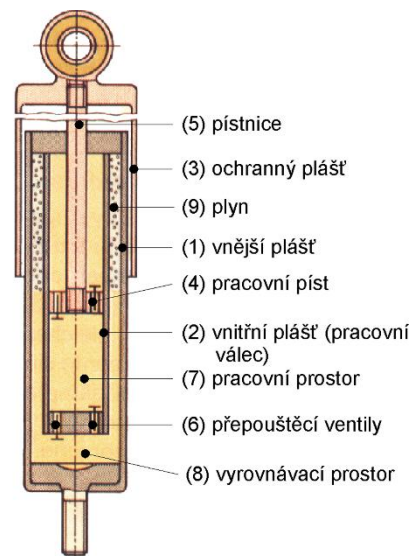
Mohou být provedeny pouze jako dvojplášťové, tj. tlumič je tvořen dvěma pracovními plášti a ochranným pláštěm. Při pohybu kola směrem ke karoserii se protlačuje olej ventilem z prostoru pod pístem směrem do prostoru nad píst. Tento jev je způsoben pohybem pístu a tím se zmenšuje pracovní prostor, přebytečný olej je vytlačován ventilem do vyrovnávacího prostoru mezi vnitřním a vnějším obalem. Vyrovnávací prostor je spojen s atmosférou. V opačném pohybu se přetlačuje olej z prostoru nad pístem do prostoru pod píst, současně je olej doplňován ze dna vnějšího vyrovnávacího prostoru. [3]



Obr. 2 Dvouplášťový kapalinový tlumič [3]

### Plynokapalinové tlumiče

Princip funkce plynokapalinového tlumiče se obdobný jak již zmíněný dvouplášťový kapalinový tlumič, rozdíl spočívá s tom, že prostor nad pístem není spojen s atmosférou, ale je naplněn dusíkem. Tlak dusíku se pohybuje v rozmezí od 0,2 MPa do 0,8 MPa u dvouplášťových, respektive od 2MPa do 3MPa u jednoplášťových. [3]



Obr. 3 Jednoplášťový kapalinový tlumič [3]



## **Tlumiče s regulovaným průtokem**

V tomto případě není pracovní kapalinou olej nýbrž elektoreologická kapalina. Tato kapalina je na bázi částic polymeru v silikonovém oleji. Jakmile se vytvoří magnetické pole polarizují se kuličky částice o velikosti do 5 $\mu$ m. Díky tomu se původní poměrně nízko viskozní kapalina změní v závislosti na vytvořeném magnetickém poli. Tyto změny se provádí ve zlomcích sekund. V kombinaci se snímači zdvihu kola a zrychlení karoserie řídící jednotka vyhodnocuje a upravuje velikost magnetického pole k dosažení požadovaného útlumu. [3]

### **1.1.3. Odpružení**

Hlavním úkolem odpružení je zmírnit rázy a otřesy karoserie vzniklé od nerovností na vozovce. To zároveň souvisí se snížením namáháním rámu, zejména na krut. Dalším velice podstatným úkolem je udržovat všechna kola vozidla, pokud je to možno, ve styku s vozovkou. Pérování je umístěno mezi nápravami a rámem vozidla. Pérování společně s využitím tlumičů má pozitivní vliv na pohodlí při jízdě. Nejjednodušším měřítkem je frekvence vlastních kmitů karoserie. Pro lidské tělo jsou nejlépe snesitelné kmity o frekvenci 60 – 80 za minutu, přičemž tento kmitočet odpovídá normální lidské chůzi. [3]

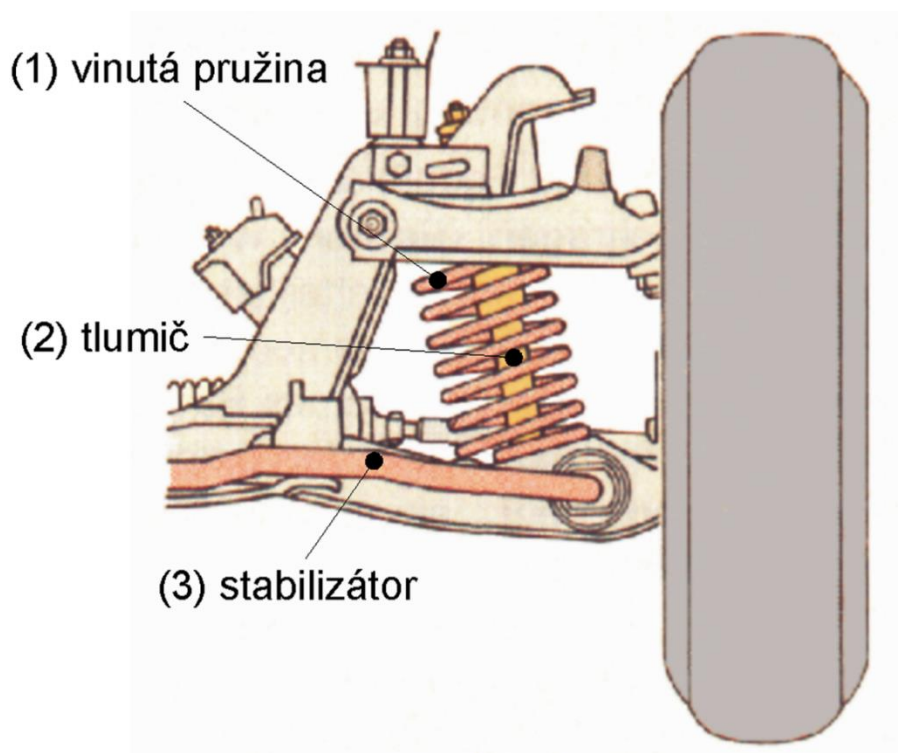
Při průjezdu vozidla nerovnostmi mohou kola ztrácet kontakt s vozovkou. Po celou dobu ztráty kontaktu kola s vozovkou, nemohou kola přenášet žádné síly, tj. tažné, brzdné ani posuvné. Této vlastnosti se využívá také při průjezdu zatáčkou ve vysoké rychlosti, kdy dochází ke snížení zatížení kol, které se pohybují po vnitřní straně zatáčky a schopnost přenosu sil u těchto kol klesne a následkem je vynášení vozidla ze zatáčky. Pružení ve spolupráci s tlumiči a stabilizátory zajišťuje konstantní odhezy mezi všemi koly vozidla s vozovkou. [3]

### **Základní typy odpružení**

- Vinutá pružina
- Listová pera
- Pneumatické pružení

## Vinutá pružina

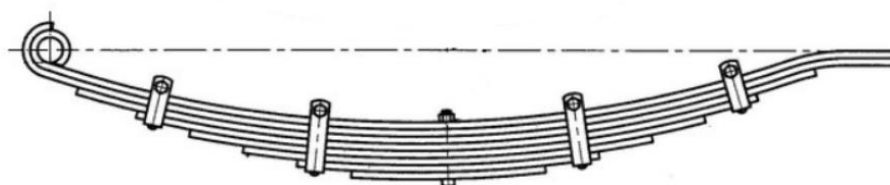
Pružina je navinuta z drátu kruhového průřezu, broušením se dosáhne požadovaného průměru. Pružina musí být umístěna tak, aby stlačovací síla působila vždy v její ose. Dosahuje se toho volbou vhodných opěrných talířů, ve kterých je pružina uchycena, nebo broušením dosedacích ploch krajních závitů do požadovaného tvaru kolmo k ose pružiny. Tvrdost pružiny závisí na průměru drátu, z kterého je vyrobena, průměru pružiny a počtu pružných závitů. Progresivity lze dosáhnout změnou průměru drátu nebo průběžné změnou stoupání závitů. Pružina je umístěna mezi nápravu a rám, nebo tvoří přímo část nápravy, například u McPherson je pružina umístěna okolo tlumiče. Konstrukční a výrobní složitost je velmi nízká, pružina je nenáročná na údržbu, která se v podstatě omezuje jen na udržování pružiny v čistotě. Využití je velice časté, vinuté pružiny jsou stejně účinné jako listové pera, mají však menší rozměr i hmotnost. Samotlumičí účinky ani schopnost vedení nápravy pružina téměř nemá. [3]



Obr. 4 Umístění vinuté pružiny na vozidle [3]

## Listová pera

Pero je tvořeno hlavním listem s oky a dalšími listy. Spoje mezi jednotlivými listy jsou provedeny třmeny a sponami tak, aby byl umožněn pohyb a tím i změna délky pera při propružení nápravy. Z tohoto důvodu musí být jeden konec umístěn na rám, tak aby byl umožněn jeho pohyb, např. kluzná patka. Jednotlivé listy jsou spojeny sponami zabráňujícími vybočování. Středový šroub brání podélnému posuvu listů. Tuhost listového pera závisí na pružné délce hlavního pera, rozměrech a počtu ostatních listů. Listová pera bývají na vozidle zpravidla umístěna podélně ve směru jízdy, při které se využívá schopnost vést nápravu bez dalšího upevnění. Progresivní pérování je dosaženo dvojestupňovým popřípadě trojestupňovým provedení listového pera. Samotlumicí účinky má pero dobré, jsou vytvořeny třením mezi listy. [3]



*Obr.5 Listové pero [3]*

## Pneumatické pružení

Pružiny využívají elastických vlastností pryže. Jejich použití může být velmi rozmanité, namáhání může být krutem, tlakem nebo stříhem. Konstrukční složitost je malá, pružiny nevyžadují téměř žádnou údržbu a mají dobré samotlumicí účinky. U tohoto provedení pruží vzduch uzavřený uvnitř pružného měchu. Při zatížení se prostřednictvím regulačního ventilu do pružin doplňuje vzduch, tak aby byl dosažen jejich původní objem. Tím se zvýší v pružině tlak a pružina se stane tužší, a tak je dosaženo progresivního odpružení a také je udržována konstantní vzdálenost rámu vozidla od nápravy - nedojde k poklesu vozidla. Použití je zejména u nákladních automobilů a vozů třídy SUV u prémiových značek. [3]



#### **1.1.4. Silentbloky**

Silentbloky jsou určeny k pružnému uložení jednotlivých součástí. Jsou schopné tlumit nárazy, aktivně i pasivně izolovat a přenášet síly na něj působící. Různá konstrukční provedení umožňují různorodé využití pryžových prvků. V závislosti na tvaru silentbloky různě absorbují kinetickou energii. Vysoká úroveň dnešní technologie umožňuje výrobu velmi kvalitních antivibračních dílů s přesně požadovanými vlastnostmi. Silentbloky jsou vytvořeny z pryže se standardní tvrdostí 55 ShA. Na zakázku lze vytvořit 30–80 ShA. Hodnoty tvrdostí jednotlivých součástí se určují experimentální zkouškou tvrdosti podle Shorea. Tato zkouška patří mezi dynamicko-elastickou. Zkoumá se výška odrazu zkušebního tělesa (diamantový hrot nebo kulička) od měřeného povrchu. Při testu dojde k plastické deformaci zkoušeného povrchu a spotřeba energie závaží. Následně se závaží neodrazí do původní výšky. [5]

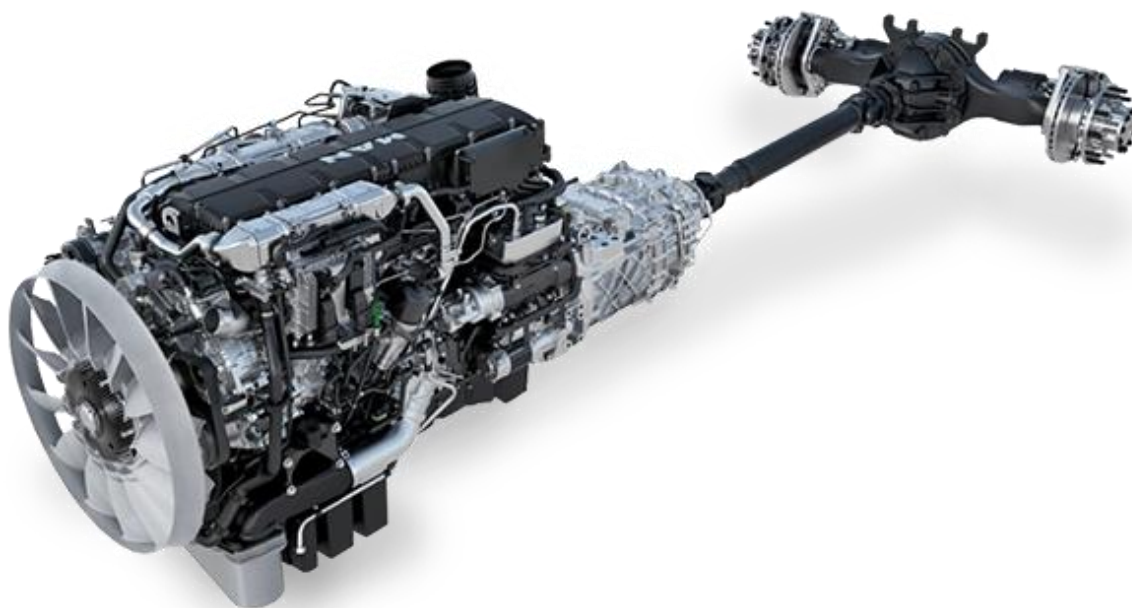
#### **1.1.5. Uchycení kabiny**

Z důvodu pohodlí při cestování se u nákladních vozidel používá pružné uchycení kabiny. Přední část kabiny bývá uložena v silentblokových ložiskách a na zadní část jsou umístěny vinuté pružiny, za příplatek je možné použití pružných pryžových měchů, které umožňují pružení kabiny. Uložení celé kabiny na silentblocích se využívá u malých užitkových vozidel.



### 1.1.6. Hnací ústrojí

Hnací ústrojí u nákladních vozidel se skládá z motoru, převodovky, kardanového hřídele, diferenciálu a hnacích hřídelů. Mezi motor a převodovku je vložena spojka zabezpečující spojení motoru se zbytkem hnacího ústrojí. Spojka umožňuje uživateli plynulý rozjezd vozidla a jeho následné zastavení. Převodovka se dnes u nákladních automobilů používá nejčastěji robotizovaná nesynchronní. Slouží k přenosu točivého momentu motoru na hnací nápravu. Točivý moment z převodovky se pomocí Kardanova hřídele přenáší na rozvodovku. Rozvodovka zabezpečuje přenos točivého momentu na hnací hřídele náprav. Důležitou součástí rozvodovky je diferenciál umožňující rozdělení hnacího momentu mezi pravé a levé kolo. Zároveň umožňuje různé otáčky jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou. Při prokluzu jednoho z kol je možné použít uzávěrku diferenciálu a napevno rozdělit točivý moment v poměru 50:50 mezi jednotlivá kola na nápravě. Funkci uzávěrky diferenciálu je možné částečně suplovat pomocí systému ESP, který přibrzdí prokluzující kolo s nízkou adhezí. Hnací hřídele následně pohání kola od rozvodovky. [3]



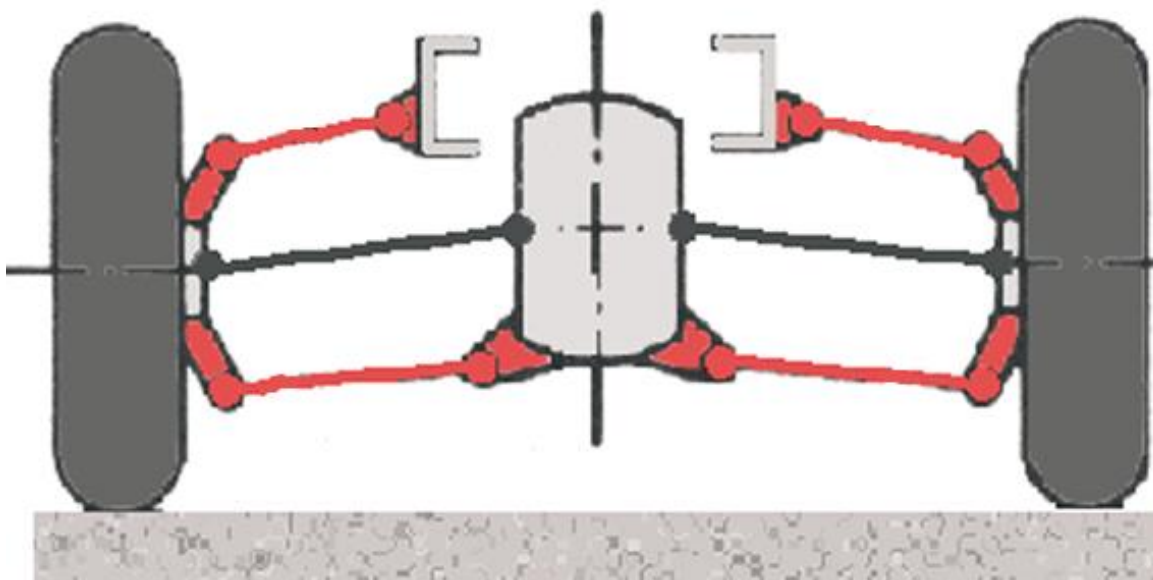
*Obr. 6 Hnací ústrojí MAN TGX [6]*

### 1.1.7. Zavěšení kol

Zavěšení kol je způsob, kterým jsou kola připevněna ke karoserii. Je tvořena z několika funkčních celků jako jsou uložení kola, nápravnice, zavěšení, odpružení, brzda a hnací případně i řídicí ústrojí. Hlavním úkolem je vedení kola tak, aby svislý pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu eliminoval nežádoucí pohyby karoserie na přijatelnou hodnotu. Přenáší síly a momenty mezi kolem a karoserií. Zavěšení kol rozlišujeme závislé a nezávislé. U **závislého zavěšení** jsou kola uložena na společném nosníku (nápravnice) a při svislém propružení jednoho kola vznikne zároveň propružení i druhého kola, příkladem je tuhá náprava. U **nezávislého zavěšení** nejsou kola vzájemně nijak závislá a tedy při propružení jednoho kola nevznikne pohyb druhého kola, například víceprvkové zavěšení, McPherson. [7]

### Lichoběžníková náprava

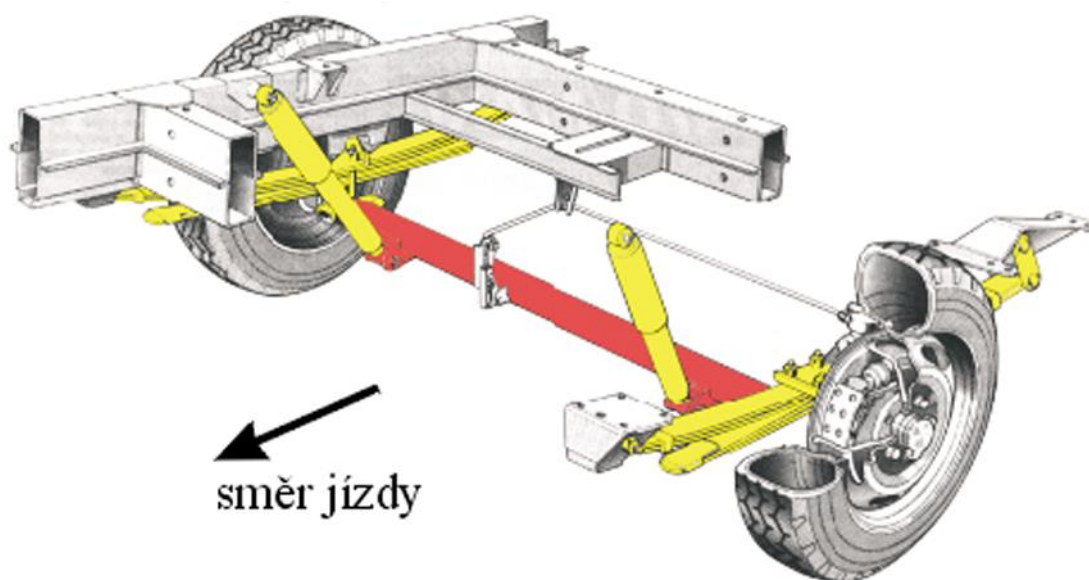
Kola jsou zavěšena pomocí dvou trojúhelníkových ramen, horní je vždy kratší, na nápravnicí a rámu. Vhodnou volbou délky ramen lze dosáhnout požadované kinematiky kola. Tato náprava je velmi výhodná jako řídicí, ale může být použita i jako hnací. Ramena jsou spojena s nápravnicí ložisky opatřenými kovopryžovými pouzdry. K odpužení se používají pružiny, listová pera nejsou pro toto použití vhodná. [3]



Obr. 7 Lichoběžníková náprava [3]

## Tuhá náprava

Tuhá náprava je jedna z nejstarších, přesto se však stále toto koncepční řešení využíváno. Používá se především u nákladních automobilů a přívěsných vozidel. Náprava je tvořená nosníkem, v případě hnací nápravy je uprostřed umístěna skříň rozvodovky. Slouží pouze jako nosná, pouze u traktorů jsou kola na koncích nápravy uložena na rejdový čep a náprava slouží jako řídící. K odpružení se používají listová pera nebo vinuté pružiny. V případě použití vinutých pružin musí být přenos sil mezi nápravou a rámem zajištěn suvnými rameny. Jako materiál se obvykle používá ocelolitina pro své dobré mechanické vlastnosti. Náprava je konstrukčně poměrně jednoduchá a neklade žádné velké nároky na údržbu. [3]



*Obr. 8 Zadní tuhá náprava [3]*

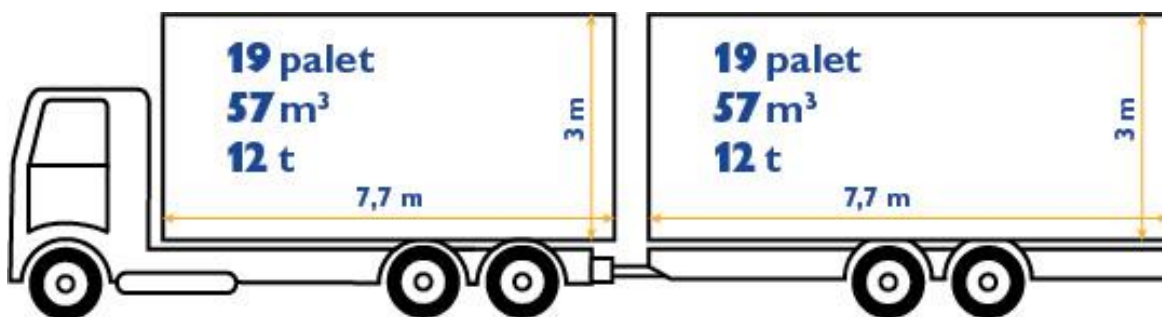
## 1.2. Přípojná vozidla

Přípojná vozidla jsou určena na přepravu nákladu, nemá vlastní zdroj pohonu a je určeno k tažení za nějakým druhem motorového vozidla. Nákladní přívěsy jsou vybaveny osvětlením, brzdami a rozvody stlačeného vzduchu. S tažným vozidlem jsou napevno spojeny a jediný umožněný vzájemný pohyb je zatáčení. Mají obdobná provedení ložného prostoru jako nákladní automobily, tj. skříňový, sklápěcí, valníkový a speciální. Tvoří je hlavní dvě skupiny, a to jsou přívěsy a návěsy. [7]

### 1.2.1. Typy přípojných vozidel

#### Nákladní přívěsy

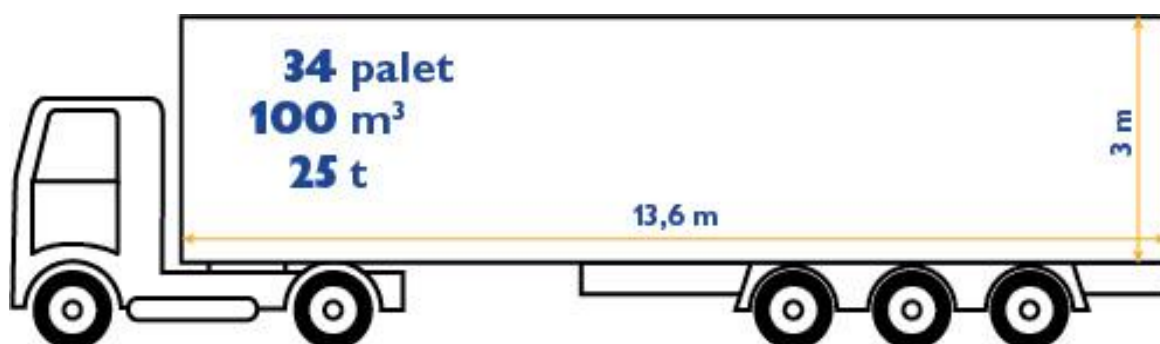
Přívěs je s vozidlem spojen ojí. Tažná oj slouží k přenosu akceleračních a brzdových sil mezi vozidly. Oj se skládá z oka, do kterého se zasune čep na zádi tažného vozidla. Průměr ojí se pohybuje v rozmezí od 30 do 50 mm. Dříve mívaly přívěsy řízení pomocí točnice, kde se natáčela celá náprava. Nyní se postupně přechází na tandemové, kde přívěs nemá vlastní řízení. Tandemová souprava má výhodu většího užitečného objemu oproti návěsům. [7]



Obr. 9 Tandemová souprava [8]

## Návěsy

Návěs je nesamostatné vozidlo, po odpojení přední část leží na vysouvateľných podporách, které jsou součástí každého návěsu. Část hmotnosti nákladu spočívá na točnici tahače a část na nápravu návěsu. K odpružení se používají vzduchové pružiny. Standartní návěs má tři pevné brzděné nápravy s parkovací brzdou a užitečnou hmotností 25-28 t. Rám je žebříkové konstrukce, dílčí části jsou spojeny svařováním. V přední části je zápusťkově kovaný vyměnitelný návěsový čep. Ten přenáší horizontální síly mezi tahačem a návěsem, a zároveň zabráňuje nadzvednutí. U valníkového provedení jsou otevíratelné hliníkové bočnice a zadní čelo. Plachta bývá částečně odnímatelná. U návěsové soupravy může při prudkém brzdění docházet ke smykovému natáčení návěsu vůči tahači. [7]



Obr. 10 Tahač s návěsem [8]

### 1.2.2. Podvozek

Podvozek přívěsu je tvořen obdélníkovým rámem a zpravidla třemi tuhými nápravami. Každá z nich je uložena zvlášť, má tedy vlastní tlumiče i pružiny. První náprava je zvedací, když vozidlo není plně naloženo, náprava je zvednutá a netočí se. Tím se šetří pneumatiky a ložiska zejména na přejezdech mezi vykládkou. Odpružení je provedeno pomocí vzduchových měchů, je to výhodné, jelikož při zatížení návěsu nákladem nedojde k jejich stlačení a tedy ke změně výšky návěsu. Využívá se i jejich roztažnosti, kdy je možné nastavovat výšku jízdní soupravy. Tlumiče se používají dva kapalinové na nápravu. [7]



## 2. Model vozidla

### Program ADAMS

Adams je výkonný software na modelování a simulaci prostředí, ve kterém umožňuje uživateli vytvářet, simulovat, upřesňovat a optimalizovat jakýkoliv mechanický systém, od automobilů a vlaků, až po videorekordéry. Pro popsání pohybu využívá Euler-Lagrangeovu metodu vytváření rovnic, následně je pomocí Prediktivní metody řeší. Výsledkem je systémová animace a vykreslení veškerých kinematických a dynamických veličin. [9]

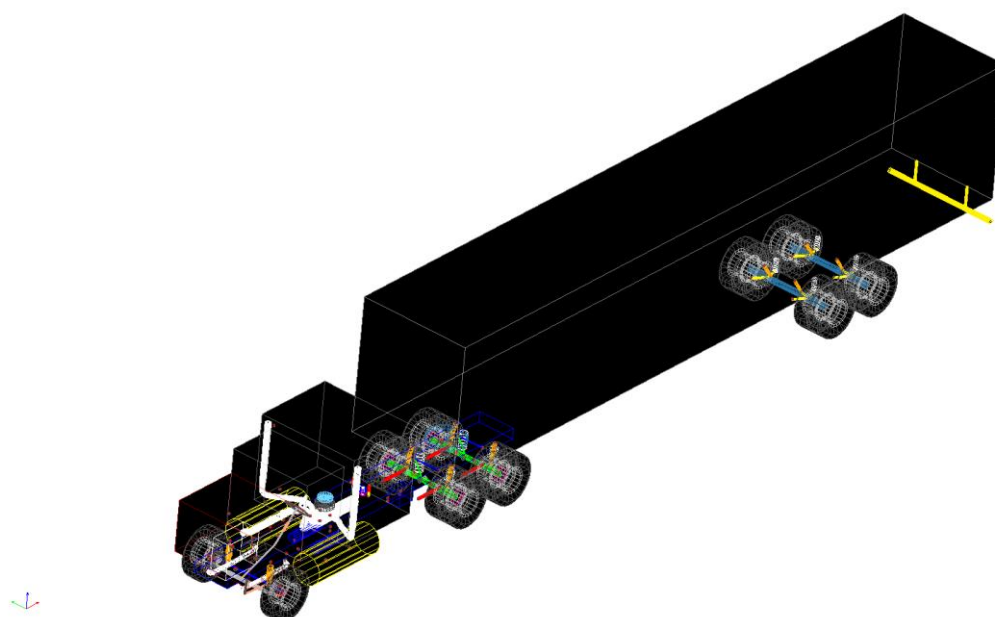
Program ADAMS je tvořen mnoha produkty, které je možné využívat samostatně. Při výpočtech a analýzách, týkajících se automobilů, je nejvhodnější použít ADAMS Car. ADAMS Car pro simulaci pohybu vozidla využívá Multi-Body dynamics simulace. [9]

### Multi-Body Dynamics (MBD)

Multi-Body Dynamics systém využívá různá tuhá nebo elastická tělesa nebo spoje. Spojení mezi tělesy lze modelovat kinematickými vazbami (např. klouby) nebo silovými prvky (např. pružinový tlumič). Multi-Body simulace je velmi užitečná analýza pohybu mechanismů pod vlivem sil, které na dané těleso působí. Analýza pohybu je podstatná pro návrh výrobku, často pomáhá k pochopení toho, jak se pohybuje více částí vzájemně mezi sebou, v předdefinovaném prostředí, a k vyhodnocení bezpečnosti, trvanlivosti a výkonu. Samotná simulace je specifikovaná časovými přírůstky a hranicemi jako jsou počáteční podmínky. [10]

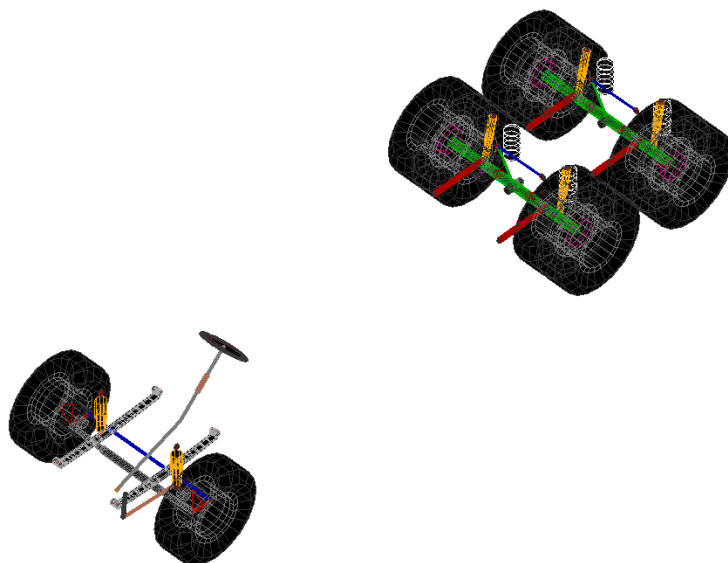
## Geometrie modelu

Pro simulaci byl použit model nákladního automobilu z databáze knihovny atruck. Jedná se o sedlový tahač s návěsem.



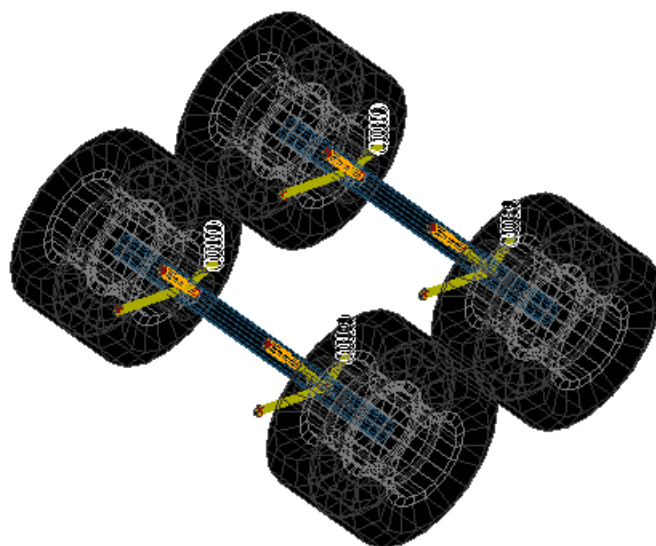
*Obr. 11 Model jízdní soupravy [4]*

**Tahač** je vybaven třemi nápravami, přičemž první náprava je řídicí a je odpružena pomocí lisových per, zbývající dvě jsou hnací a osazeny vinutými pružinami.



*Obr. 12 Podvozek sedlového tahače [4]*

Další částí modelu je **návěs**. Spojení tahače a návěsu je realizováno prostřednictvím sedla, které se nachází nad poháněnou nápravou tahače a návěsového čepu. Návěs je tvořen nezátíženou ložnou plochou a dvěma nápravami odpruženými vinutými pružinami.



*Obr. 13 Nápravy návěsu [4]*





## 2.1. Pneumatiky

U výpočetního modelu jsou použity pneumatiky o rozměrech 315/80. Kolo je odsazeno od středu otáčení o 75cm, co odpovídá disku o velikosti 22,5 palců. Na celém modelu jsou použity pneumatiky stejných vlastností a stejných rozměrů, pouze při použití dvojmontážního provedení je hmotnost kola vyšší z důvodu použití speciálních disků.

Nahuštění pneumatiky: 800000 Pa

Vertikální tuhost pneumatiky:  $10^6$  N/m

Vertikální tlumení pneumatiky: 500 kg/s

Volný poloměr pneumatiky: 0,548 m

Testované zatížení kola modelu: 1750 Kg

Maximální povolené zatížení kola: 78750 Kg

Nominální hodnota zatížení kola : 35000 Kg

Hmotnost kola: 135Kg

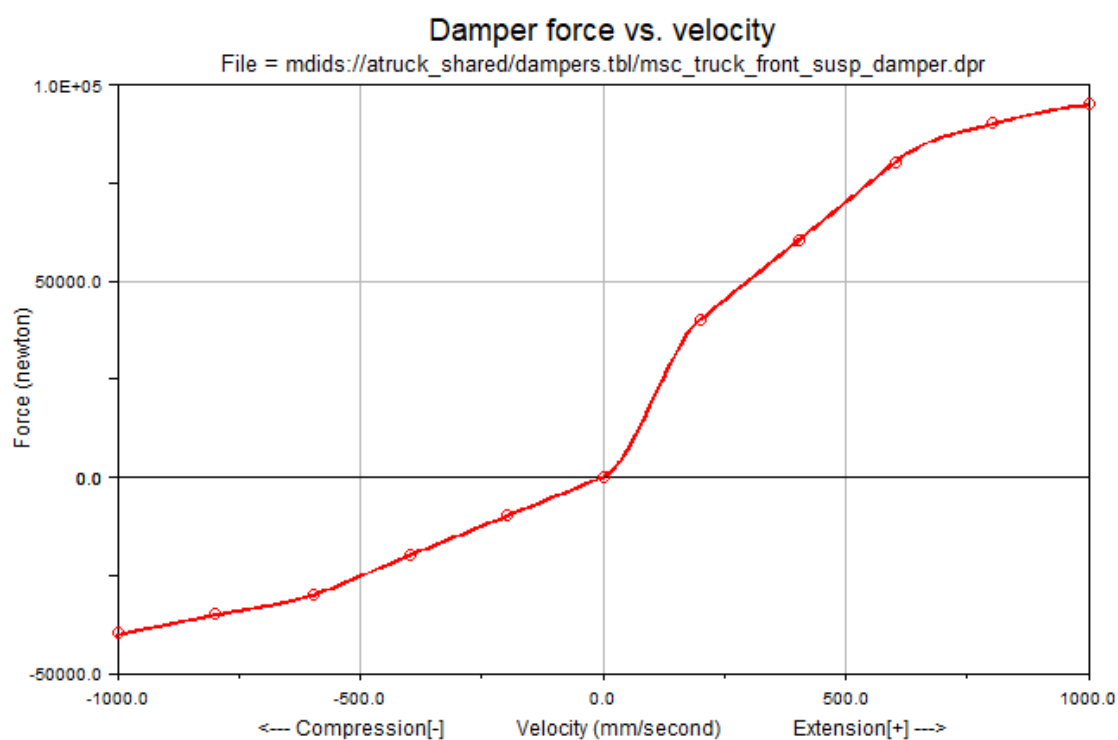
Hmotnost kola pro dvojmontážní nápravu: 150Kg

Povrch vozovky: suchý

## 2.2. Tlumiče

Na přední nápravě tahače jsou použity tlumiče s proměnlivým účinkem v závislosti na směru pracovního pohybu. Na obr. 14 je znázorněna závislost zatěžovací síly na rychlosti stlačování.

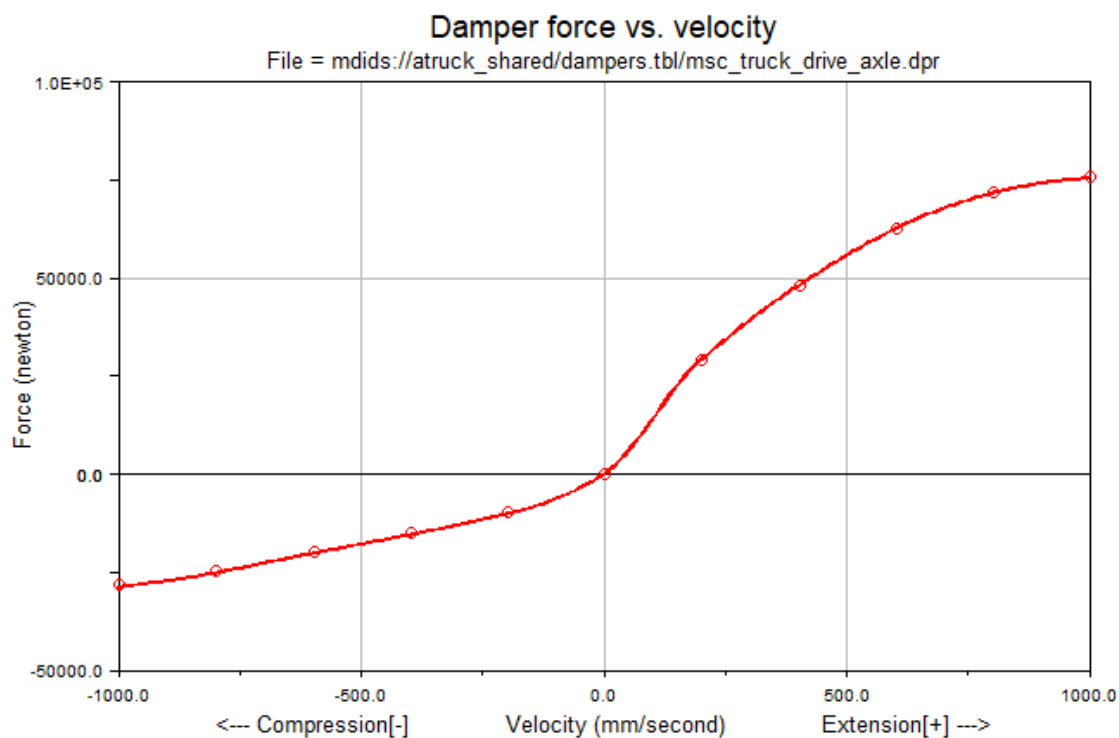
Zdvih tlumiče: 1000 mm



*Obr. 14 Charakteristika tlumiče přední napravy [4]*

Tlumiče umístěné na zadních nápravách tahače jsou všechny vzájemně totožné, z obr. 15 je zřejmé, že mají podobný průběh jako tlumiče použité na přední nápravě, ale jsou dimenzované na menší zatěžovací síly. Toto řešení je zvoleno z důvodu, že zadní nápravy jsou zatíženy nákladem přepravovaným na přípojném vozidle, v úvahu je tak třeba brát skutečnost, že část váhy nákladu se rozloží mezi nápravy návěsu i tahače.

Zdvih tlumiče: 1000 mm

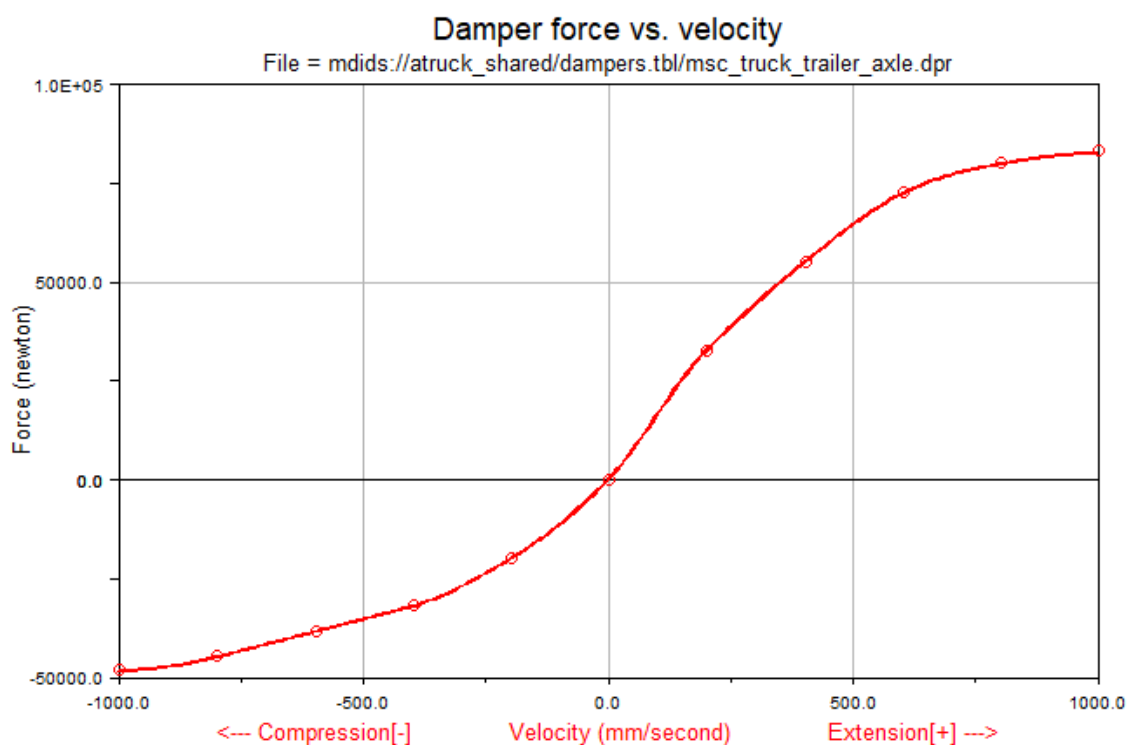


*Obr. 15 Charakteristika tlumiče zadní nápravy [4]*



Tlumiče použité na nápravě návěsu mají podobný průběh jako tlumiče na hnacích nápravách tahače ovšem z důvodu zatížení náprav nákladem jsou konstruovány na větší zatěžovací síly.

Zdvih tlumiče: 1000 mm



*Obr. 16 Charakteristika tlumiče použitého na nápravě návěsu [4]*

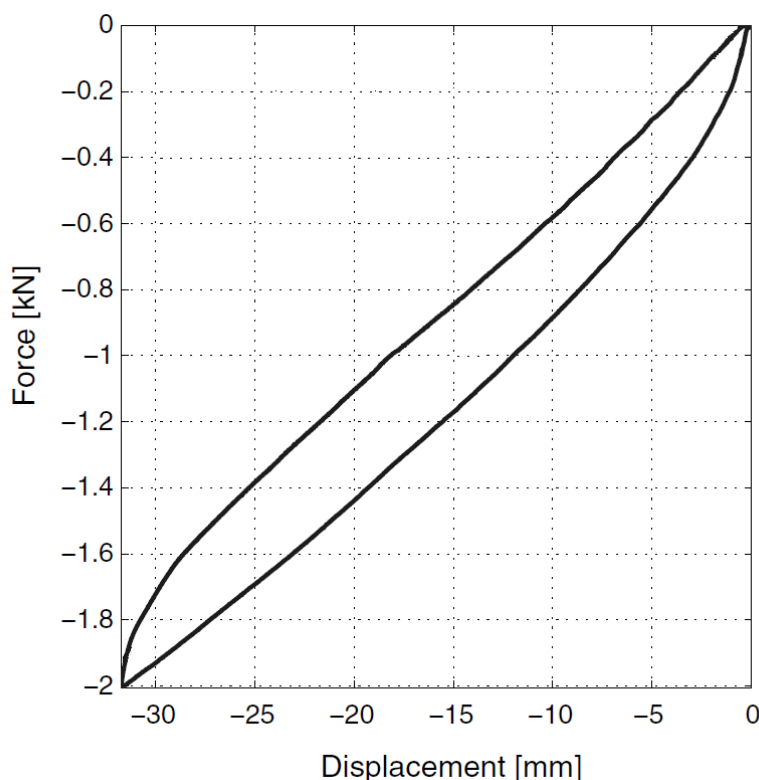
## 2.3. Odpružení

Model je odpružen pomocí listových per na řídicí nápravě, respektive vinutými pružinami na ostatních nápravách. Ve všech případech je odpružení kombinováno s tuhou nápravou, která spojuje kola s rámem vozidla.

### Listová pera

Řídicí náprava tahače je osazena listovými pery, které zabraňují podélnému pohybu nápravy, a tím se využívá schopnosti vést nápravu bez dalšího upevnění. Pro dosažení progresivity pérování je použito zdvojené pero, přičemž délka listů obou per je stejná. Velice významnou vlastností je hysterezní průběh pracovní křivky, neboli dopružování pružiny. Dopružování se projevuje u pružiny tak, že po odstranění zatížení se deformace postupně vytrácí a těleso se po určité době vrací do svého původního tvaru. Hysteréze je také označení chování dynamického systému, jehož výstupní veličina nezávisí pouze na vstupní veličině, ale i na předchozím stavu, ve kterém se systém nacházel. Toto vše probíhá za předpokladu nepřekročení meze pevnosti materiálu.

Charakteristiku listového pera není možné jednoduše získat z programu Adams, proto pro zjištění vlastností listového pera byla provedena simulace paralelního zdvihu kol řídicí nápravy. Z výsledných hodnot byla sestavena křivka, na které je vidět projev hysterezního chování pružiny při zatěžování. [11]



Obr. 17 Charakteristika listového pera [12]

## Vinutá pružina

Na tahači jsou použity 4 pružiny u následujících vlastnostech.

Volná délka pružiny: 500 mm

Pracovní délka pružiny: 396,1 mm

Maximální zatěžovací síla: 170 000 N

Tuhost:  $0,17 \frac{N}{sm}$

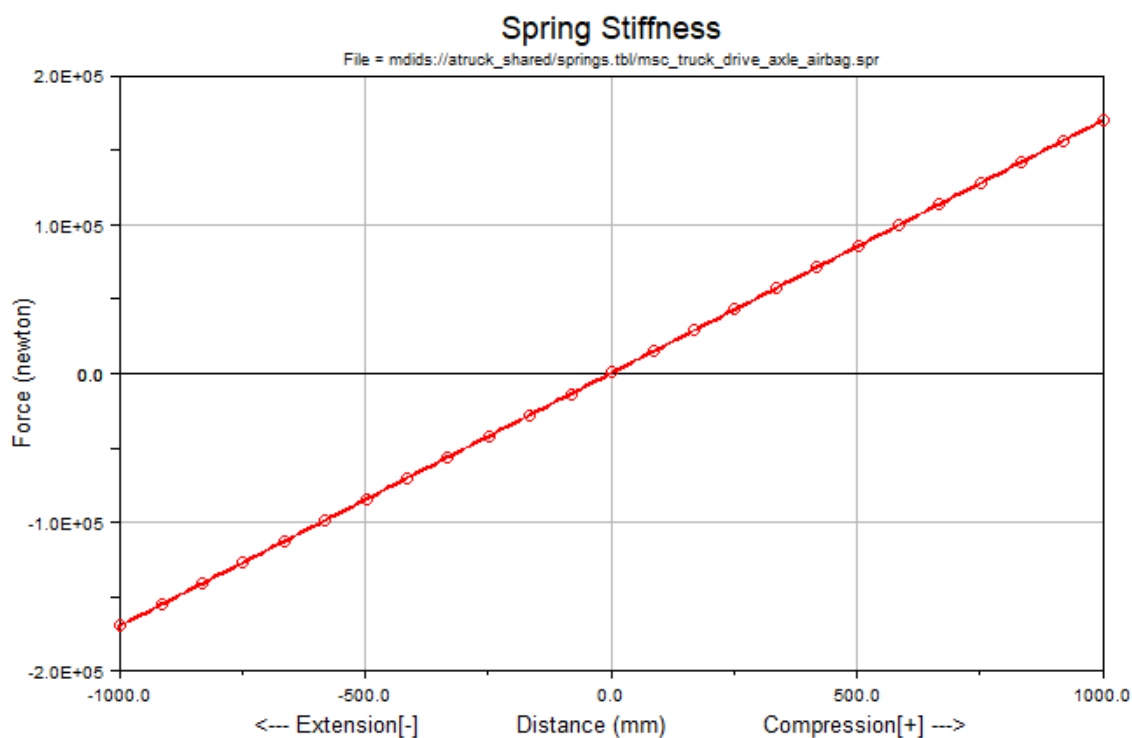
Na návěsu jsou použity pružiny dimenzované na stejné zatížení jako u tahače, maximální stlačení a maximální zatěžovací síla jsou stejné. Liší se pouze jejich délka.

Volná délka pružiny: 271,0 mm

Pracovní předpětí: 20000 N

Pracovní délka pružiny: 117,4 mm

Tuhost:  $0,17 \frac{N}{sm}$



Obr. 18 Charakteristika vinuté pružiny tahače [4]



## 2.4. Silentbloky

Pružné tlumicí prvky jsou použity k zachycení drobných rázů nápravy vzhledem k rámu. Na řídicí nápravě tahače jsou použity silentbloky následujících vlastností:

Tuhost X: 10 N/m	FX tlumení: $100.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
Tuhost Y: 10 N/m	FY tlumení: $10.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
Tuhost Z: 10 N/m	FZ tlumení: $0.0 \frac{N}{sm}$
	TX tlumení: $10000.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
	TY tlumení: $10000.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
	TZ tlumení: $0.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$

Zadní nápravy tahače jsou připojeny na rám pomocí silentbloků, které zachycují rázy ve více směrech než na řídicí nápravě.

Tuhost X: 3 N/m	FX tlumení: $30.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
Tuhost Y: 1 N/m	FY tlumení: $10.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
Tuhost Z: 3 N/m	FZ tlumení: $30.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
	TX tlumení: $200.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
	TY tlumení: $200.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$
	TZ tlumení: $1.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$

Gumové tlumicí prvky na nápravách návěsu jsou dimenzované na větší zatížení a tím jsou i více namáhány na tlumení větších zatěžovacích sil. Na obou nápravách je využito silentbloků o stejných tlumicích vlastnostech

Tuhost X: 50 N/m

Tuhost Y: 500 N/m

Tuhost Z: 500 N/m

FX tlumení:  $50.0 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$

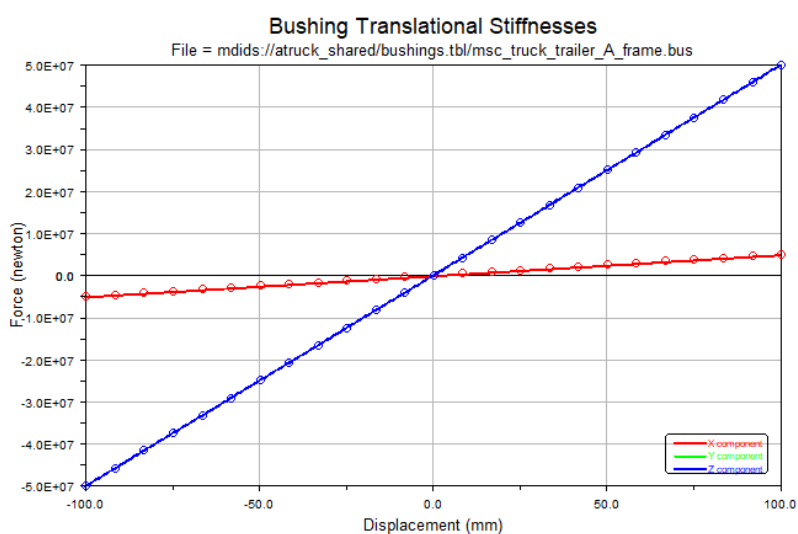
FY tlumení:  $0.50 \frac{N}{sm}$

FZ tlumení:  $0.50 \frac{N}{sm}$

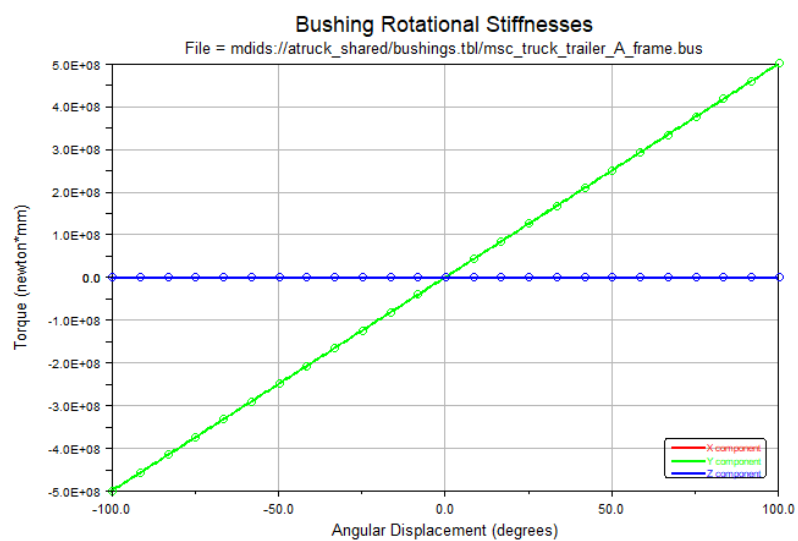
TX tlumení:  $5.0 \frac{N}{sm}$

TY tlumení:  $5.0 \frac{N}{sm}$

TZ tlumení:  $0.1 \times 10^{-3} \frac{N}{sm}$



Obr. 19 Tuhost v translačním směru [4]



Obr. 20 Tuhost v translačním směru [4]





## 2.5. Hnací ústrojí

Pro simulaci jízdy je u modelu použita převodovka s jednoduchým proporcionálním točivým momentem. Jedná se o drobné zjednodušení, při kterém odpadá prodleva při řazení a nutnosti volby převodového stupně. Závislost točivého momentu se plynule mění podle rychlosti, kterou se vozidlo pohybuje.

Minimální točivý moment: -50 N/m

Maximální točivý moment:  $3,22 \times 10^4$  N/m

Maximální výkon: 235,12 kW



### 3. Simulace pohybu vozidla

Všechny simulace jízdy zvoleného modelu nákladní soupravy byly provedeny se zatížením nákladem o hmotnosti 17 100 kg, to odpovídá 80% maximální možné váhy zatížení. Celková hmotnost soupravy tedy byla 36 310 Kg. Dráha, po které se vozidlo pohybovalo, byla rovná asfaltová plocha, která byla vybrána z databáze nabízených programem Adams.

#### 3.1. Ustálená jízda

Vozidlo se při testu pohybovalo ustálenou rychlostí 50 km/h po rovné asfaltové dráze o délce 2 km. Simulace probíhala 60 sekund s 100 výpočetními kroky na sekundu, při které byl nastaven parametr udržování konstantní rychlosti.

Výsledkem simulace bylo následující zatížení jednotlivých náprav :

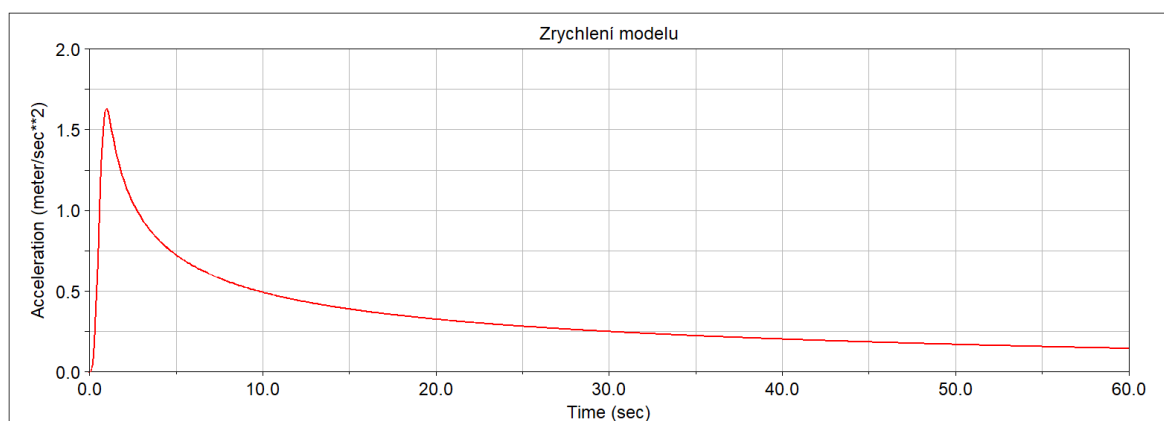
<b>Tahač</b>	<b>Návěs</b>
1. Náprava: 5 687 Kg	1. Náprava: 7 447 Kg
2. Náprava: 7 792 Kg	2. Náprava: 7 394 Kg
3. Náprava: 7 915 Kg	

Z výsledných hodnot je zjevné, že celková váha je rozložena téměř souměrně mezi jednotlivé nápravy. Pouze 1. náprava tahače je méně zatížená, jelikož je zatížena pouze vahou motoru a dále se nepředpokládá zatížení nákladem. Dle zatížení zbývajících náprav je patrné rovnoměrné rozložení hmotnosti nákladu mezi nápravy návěsu a tahače.

### 3.2. Akcelerace

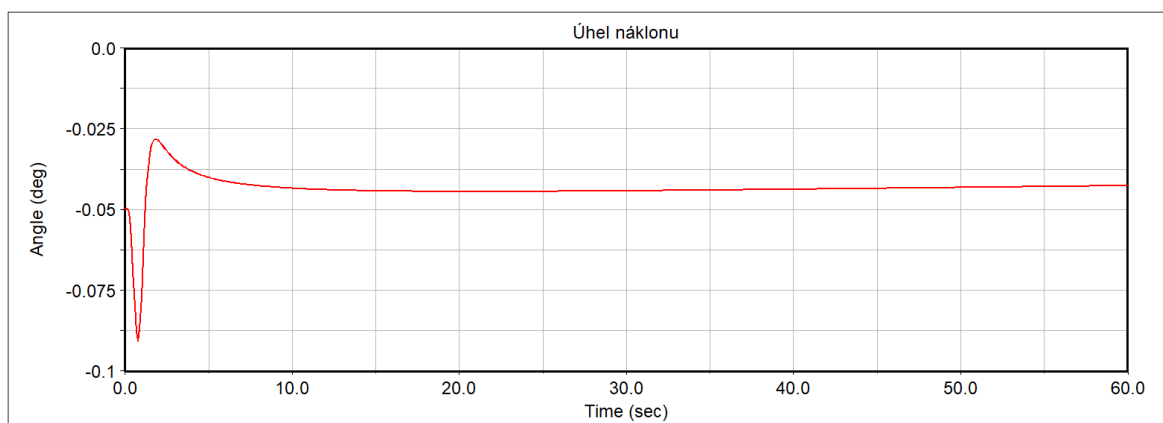
Dalším provedeným dynamickým testem byla akcelerace z 10 km/h na 80 km/h, přičemž doba simulace byla 60 sekund se 100 výpočetními kroky na sekundu. Tato délka simulace byla dostatečná na to, aby vozidlo akcelerovalo na rychlost 80 km/h. Spodní hranice zkoumaného rychlostního intervalu nebyla zvolena nulová z důvodu velké odchylky měřených hodnot při rozjezdu vozidla ze stojící polohy. Vozidlo se pohybovalo počáteční rychlostí 10 km/h a následně byl plynový pedál stlačen na 100 %. Výkon motoru v tomto okamžiku vzrostl na svoji maximální hodnotu, tj. 235,12 kW a zůstal konstantní až do konce testu.

Vozidlo při zrychlování ujelo 835 metrů za dobu 53,5 sekund, než dosáhlo rychlosti 80 km/h. Ze simulace je patrné, že vozidlo zrychluje po parabolické křivce, nejsou zde žádné poklesy, jelikož byla použita zjednodušená převodovka s jednoduchým proporcionálním točivým momentem.



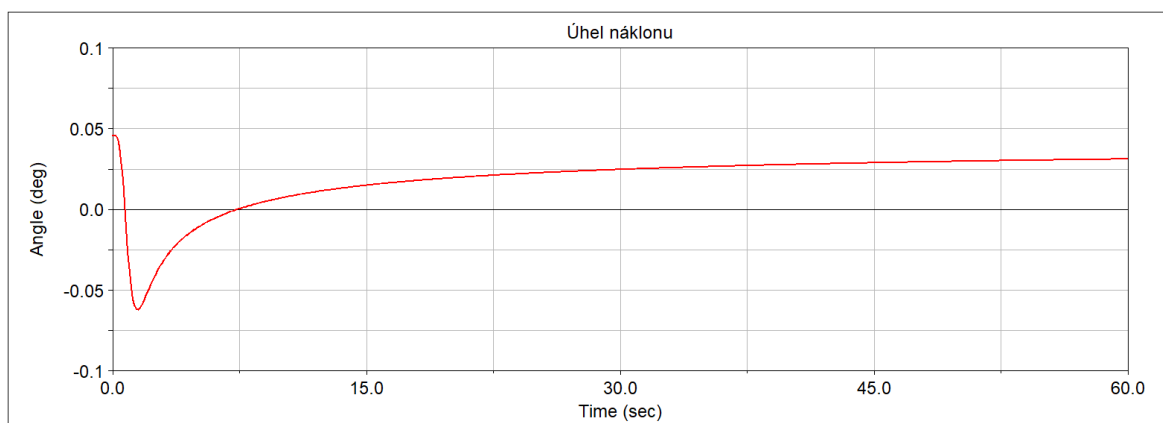
*Obr.21 Celkové zrychlení soupravy [4]*

Při zrychlování vozidla dochází vlivem setrvačných sil k zaklánění karoserie a k většímu zatěžování zadních kol. Toto chování popisuje parametr zvaný úhel klonění, který udává hodnotu náklonu karoserie oproti konstantní poloze karoserie u stojícího vozidla. V případě simulace se vozidlo zaklonilo na počátku testu o  $0,09^\circ$ , následně se záklon ustálil až do konce testu na úhlu  $0,044^\circ$ .



*Obr.22 Náklon tahače [4]*

Návěs se při akceleraci chová opačně než tahač. Při akceleraci se sice nejdříve zaklonil, následně se však se zvyšující rychlostí předklonil až na výslednou hodnotu předklonu  $0,03^\circ$



*Obr. 23 Náklon návěsu [4]*

Jedním z důsledků záklonu karoserie je změna zatížení jednotlivých náprav oproti konstantní jízdě. Z hodnot zatížení jednotlivých náprav vyplývá, že při akceleraci dochází k nejvýznamnější změně zatížení na první a třetí nápravě tahače. První náprava byla odlehčena o 179 kg a zároveň třetí náprava tahače byla zatížena o 117 kg více než při statickém pohybu. Současně došlo také ke zvýšenému zatížení náprav návěsu. Tento jev je způsoben přesunem celkového těžiště.

#### Tahač

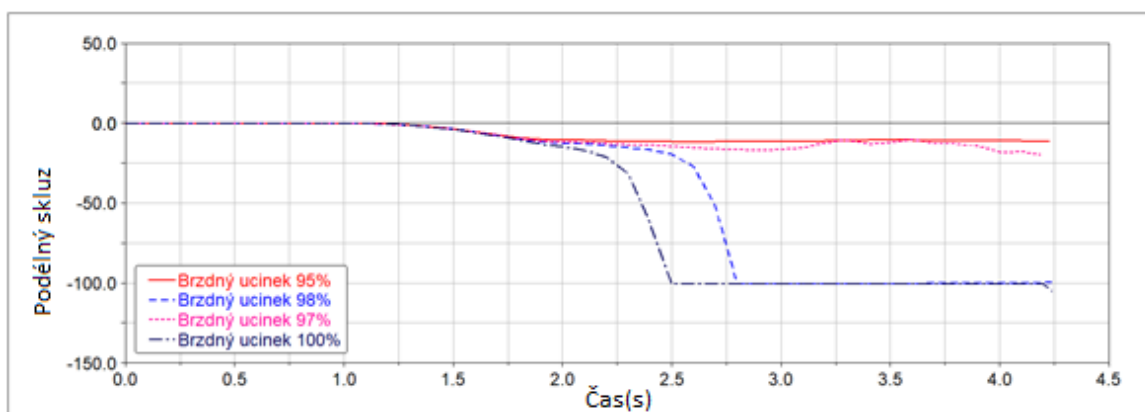
1. Náprava: 5 508 Kg
2. Náprava: 7 773 Kg
3. Náprava: 8 032 Kg

#### Návěs

1. Náprava: 7 475 Kg
2. Náprava: 7 447 Kg

### 3.3. Brzdění

Závěrečným testem bylo brzdění z rychlosti 80 km/h do úplného zastavení. Podstatným parametrem bylo nalézt hodnotu stlačení brzdového pedálu tak, aby docházelo k největšímu možnému přenosu brzdícího účinku mezi podložkou a pneumatikou, bez rizika zablokování kol. Z experimentu bylo zjištěno, že ke skluzu dochází nejdříve na řídicí nápravě tahače a optimální brzdící účinek je při stlačení brzdového pedálu na 97 %. Při větším brzdícím účinku už dochází k zablokování kol a vozidlo se stává neovladatelným. Pro tuto hodnotu stlačení brzdového pedálu vozidlo potřebovalo k zastavení 64,6 metrů a brzdění probíhalo 4,2 sekundy. Zpomalení při tomto manévru dosahovalo hodnoty  $0,8 \text{ m/s}^2$ . Souprava tedy dokáže zpomalovat téměř šestinásobným tempem, než zrychluje.



Obr.24 Závislost skluzu řídicí nápravy na stlačení brzdového pedálu [4]



## Závěr

Cílem této práce bylo popsat základní parametry dynamiky jízdy nákladního automobilu a zaměřit se na vybrané limitní stavy virtuálního prototypu. V první části je popsán model nákladního automobilu se zaměřením na konstrukční provedení podvozku. Druhá část se věnuje pohybu virtuálního prototypu. Pro simulaci pohybu byl využit model nákladního vozidla z knihovny programu Adams Car, se kterým byly provedeny základní dynamické zkoušky.

V prvním testu se vozidlo pohybovalo konstantní rychlostí 50 km/h po rovné dráze. Při jízdě bylo zkoumáno zatížení jednotlivých náprav, přičemž z naměřených hodnot vyplývá, že nejméně zatížená náprava je řídicí náprava tahače. Zbývající váha je pak téměř rovnoměrně rozložena mezi zbývající čtyři nápravy soupravy.

Při akceleraci z počáteční rychlosti 10 km/h na konečnou rychlost 80 km/h vozidlo využívalo 100 % výkonu motoru. Na vozidle byla použita zjednodušená převodovka s jednoduchým proporcionálním točivým momentem, díky, které mělo zrychlení parabolický průběh. Při akceleraci vlivem setrvačných sil došlo k záklonu karoserie tahače o  $0,044^\circ$ . Návěs se choval opačně a došlo k předklonu o  $0,03^\circ$ . V průběhu zrychlování došlo ke změně polohy celkového těžiště a změnilo se tedy i zatížení jednotlivých náprav.

Závěrečným testem bylo kritické brzdění z 80 km/h. Postupným testováním byl určen optimální brzdňý účinek 97 %, při kterém docházelo k největšímu přenosu brzdňých sil mezi kolem a podložkou, avšak nedocházelo k zablokování kola. Při zvolení většího brzdňého účinku téměř nedocházelo ke změně brzdňé dráhy, dráha se prodloužila pouze o 0,48m. Vozidlo se při tomto brzdňém účinku stalo neovladatelné, a to je pro praktické užívání vozidla nežádoucí. Zpomalení při tomto manévru dosahovalo téměř šestinásobnou hodnotu v porovnání se zrychlením.

Z provedených testů vyplývá, že velkou roli hrají pneumatiky, díky kterým se přenáší veškeré síly mezi vozidlem a vozovkou. Proto při zlepšování jízdních vlastností bych zvolil výměnu pneumatiky za pneumatiky s lepšími vlastnostmi, které by umožňovaly lepší přenos sil. Při dobré volbě těchto pneumatik lze dosáhnout celkového zlepšení při akceleraci i brzdění.



## Použité informační zdroje

- [1] Brožura dálková přeprava MAN online [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: <http://www.man-hestigroup.cz/man-tgx-v-dalkove-preprave>
- [2] Pneumatiky Dunlop, [cit. 2018-02-19], Dostupné z: [https://www.dunlop.eu/dunlop\\_czcs/tires/truck/](https://www.dunlop.eu/dunlop_czcs/tires/truck/)
- [3] JAN Zdeněk, ŽDÁNSKÝ Stanislav, ČUPERA Jiří, Automobil – 1.Podvoznky, nakladatelství: Avid, spol s.r.o. Brno.2009 [cit. 2018-02-26].
- [4] MSC Software Corporation - Part of Hexagon, Program Adams car, MSX Software Corporation 2018 Newport Beach, California [cit. 2018-05-08].
- [5] Silenbloky-pružiny, VK Ložiska s.r.o. [online], [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/silentbloky>
- [6] Představení motoru D38, MAN Nákladní automobily Česká republika [online], [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: <https://www.truck.man.eu/cz/cz/nakladni-vuz/tgx/tgx-d38/nejdulezitejsi-vlastnosti.html>
- [7] VLK František, Stavba motorových vozidel, Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno.2003 [cit. 2018-03-02].
- [8] Vozový park společnosti BORS Břeclav, online [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://www.bors.cz/sluzby-detail/vozovy-park/55/>
- [9] Produktové informace od výrobce MSC software, online [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: <http://www.mssoftware.com/product/adams-car>
- [10] NIKRAVESH, Parviz E.; Planar multibody dynamics: formulation, programming, and applications. Boca Raton: CRC Press, c2008.
- [11] Pružiny. Mitcalc.com [online], [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm>
- [12] KADZIELA, MANKA, UHL, TOSO; Validace a optimalizace listové pružiny numerického modelu, Arch Appl Mech 2015, [cit. 2018-05-22].



## **Použité zkratky**

tvrdost ShA – tvrdost podle Shorea

ESP – Elektronický stabilizační program